

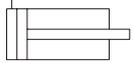
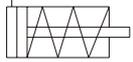
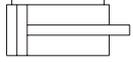
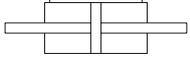
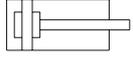
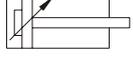
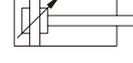
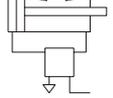
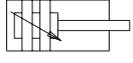
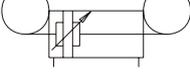
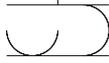
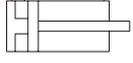
Capitolo 13

ELEMENTI PNEUMATICI DI LAVORO

- 13.1 Caratteristiche dei cilindri pneumatici
- 13.2 Cilindri lineari
- 13.3 Cilindri a semplice effetto
- 13.4 Cilindri a doppio effetto
- 13.5 Ammortizzo
- 13.6 Cilindri a stelo passante
- 13.7 Cilindri tandem
- 13.8 Cilindri a più posizioni
- 13.9 Cilindri ovali
- 13.10 Cilindri ad aste gemellate
- 13.11 Cilindri a corsa breve e compatti
- 13.12 Cilindri senza stelo
- 13.13 Componenti di fissaggio
- 13.14 Segnale di fine corsa
- 13.15 Normative
- 13.16 Carico di punta
- 13.17 Dimensionamenti
- 13.18 Attuatori rotanti
- 13.19 Pinze o mani di presa
- 13.20 Slitte pneumatiche

Simbologia pneumatica

Cilindri

Cilindro a semplice effetto, ritorno con forza esterna	
Cilindro a semplice effetto, ritorno a molla	
Cilindro a doppio effetto, stelo semplice	
Cilindro a doppio effetto, stelo doppio	
Cilindro con ammortizzamento posteriore non regolabile	
Cilindro con ammortizzamento anteriore e posteriore non regolabile	
Cilindro con ammortizzamento regolabile posteriore	
Cilindro con ammortizzamenti regolabili	
Cilindro ad azionamento continuo	
Cilindro con pistone magnetico	
Cilindro a fune	
Cilindro a soffiETTO	
Cilindro rotante	
Cilindro a impatto	

13.0 Elementi pneumatici di lavoro

Gli elementi pneumatici di lavoro (attuatori) sono gli organi finali di un sistema automatico ed il fluido che vi opera ha la funzione di trasmettere energia. Di conseguenza il livello di energia dell'aria è quello di **potenza** (5-10 bar), con portate d'aria che possono essere elevate.

Gli attuatori, pertanto, trasformano l'energia pneumatica in un lavoro meccanico, sia nella traslazione sia nella rotazione di un organo specifico e svolgono funzioni molteplici.

Gli attuatori che compiono spostamenti o rotazioni di ampiezza limitata e che sono adatti a compiere moti alternativi vengono chiamati cilindri.

Altri elementi di lavoro, che compiono rotazioni continue (cioè veri motori), vengono chiamati **motori rotativi**. Vengono usati in applicazioni industriali per azionare utensili pneumatici (avvitatrici, trapani ecc.). Vi sono altri attuatori per usi particolari: attuatori basati su organi deformabili (membrane e soffietti), attuatori oleopneumatici

13.1 Caratteristiche dei cilindri pneumatici

- I cilindri pneumatici sono insensibili a sovraccarichi e, se dimensionati correttamente non danneggiano alcun prodotto né alterano le loro funzioni per effetto di un bloccaggio.
- Non influenzano in alcuna maniera l'ambiente in cui sono posti.
- Hanno requisiti di manutenzione modesti
- Forza e velocità possono essere facilmente controllate
- Controllo direzionale molto semplice
- Possono eseguire inversioni molto rapide

13.2 Cilindri lineari

La forza dei cilindri pneumatici è data da

$$F = \text{Pressione} \times \text{area}$$

L'area è quell'effettiva del pistone lato spinta e, area del pistone meno area dello stelo sul lato trazione. Sono da tenere in considerazione le perdite per attrito dovute allo strisciamento delle guarnizioni di tenuta. Queste guarnizioni necessitano di un diametro esterno più grande rispetto al diametro nominale del cilindro. Il cilindro, allo spunto, necessita di un ΔP minimo tra camera anteriore e posteriore e, dopo aver superato l'attrito di primo distacco o "statico", inizia il suo movimento.

Quando il pistone staziona per un certo periodo in una posizione la compressione delle guarnizioni di tenuta contro la parete interna della camicia espelle il velo di lubrificante interposto tra se e la superficie di scorrimento lungo la generatrice di tenuta. In questo punto cessano le condizioni di lubrificazione ed il pistone allo spunto deve superare una superficie "secca".

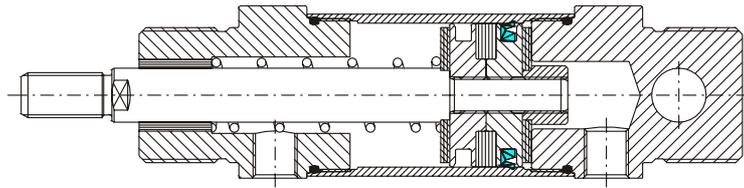
Immediatamente dopo ritrova le condizioni idrodinamiche di lubrificazione. Questo significa che l'attrito statico presente allo spunto è superiore all'attrito dinamico e può influenzare il controllo della velocità con il fastidioso fenomeno dello "stick slip".

Il valore di pressione medio nei circuiti pneumatici è di circa 7 bar.

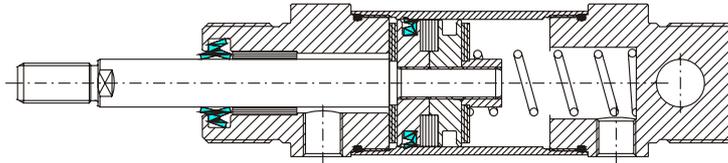
13.3 Cilindri a semplice effetto

Un cilindro a semplice effetto sviluppa la spinta in una sola direzione. Lo stelo si riposiziona per mezzo di una molla o per l'azione di una forza esterna. Il cilindro a semplice effetto può essere del tipo in spinta o in trazione e l'azione della molla ha solo funzione di riposizionamento.

Può essere usato per molteplici applicazioni quali serraggi, estrazioni, pressature etc.



S.E. IN SPINTA

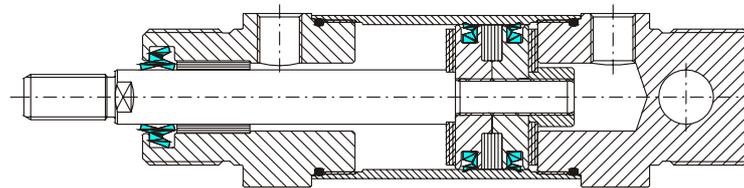


S.E. IN TRAZIONE

13.4 Cilindri a doppio effetto

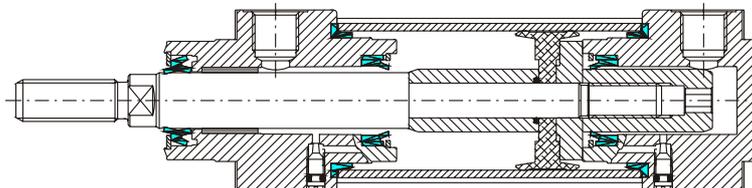
Questo tipo di attuatore sviluppa una forza sia in spinta che in trazione quando la pressione dell'aria viene inviata alternativamente ai due lati del pistone. Costruttivamente il cilindro è costituito da due testate, un tubo calibrato al cui interno scorre un pistone ancorato ad un'asta che fuoriesce dalla testata anteriore.

Il tutto è assemblato con tiranti o viti. Nel caso di piccoli diametri le testate possono essere avvitate al tubo oppure bloccate tramite cianfrinatura. Le tenute sono realizzate con guarnizioni in gomma.



DOPPIO EFFETTO (D.E.)

13.5 Ammortizzo



I cilindri pneumatici sono in grado di sviluppare velocità elevate e le forze d'urto al termine della corsa possono essere di notevole entità. I cilindri di piccolo diametro sono provvisti di paracolpi costituiti da rondelle in gomma che attutiscono l'impatto. In cilindri di diametri superiori l'urto è smorzato mediante l'uso di un cuscino d'aria che decelera la velocità del pistone in prossimità della fine della corsa.

Durante la corsa l'aria è libera di fluire verso la bocca di scarico. (fig. 13.1a)

Quando l'ogiva entra nella camera ricavata nella testata s'impenna con una guarnizione (fig. 13.1b) che impedisce il passaggio dell'aria attraverso la normale via di scarico, imprigionandola nella camera anulare formatasi attorno all'ogiva dell'ammortizzo.

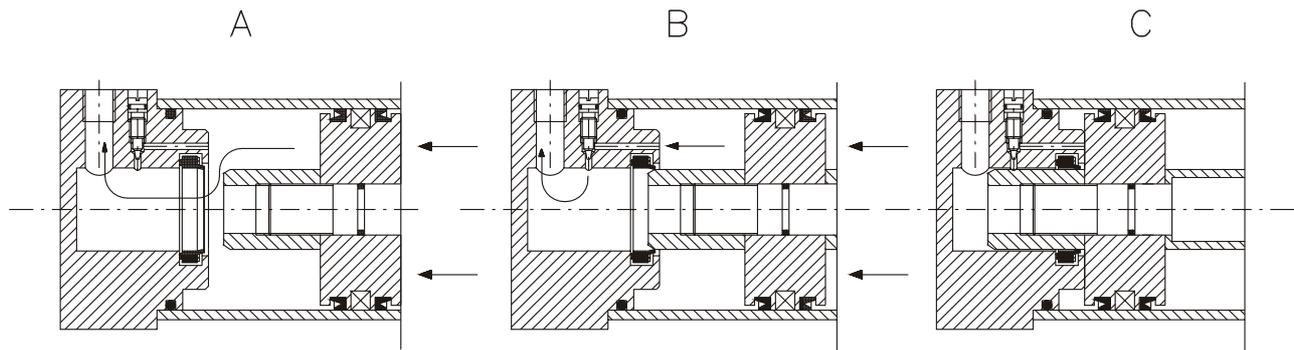


fig. 13.1

Quest'aria viene compressa dal moto del pistone e costretta a fluire alla via di scarico attraverso una strozzatura variabile. La pressione in questa camera sale ed inizia ad agire in direzione opposta al moto del pistone. Se la strozzatura variabile fosse completamente chiusa la pressione nella camera anulare salirebbe talmente che il pistone si fermerebbe completamente prima della fine della corsa, poi inizierebbe a muoversi in senso contrario (fenomeno del rimbalzo). La strozzatura variabile (valvola regolatrice di flusso) dosa l'efficacia dell'ammortizzo facendo urtare il pistone contro la testata alla minore velocità possibile. (fig. 13.1c)

Quando il pistone inverte il moto la guarnizione dell'ammortizzo agisce da valvola di non ritorno e permette all'aria di fluire verso il pistone.

Quando si debbono decelerare carichi con velocità elevate si dovrà installare un deceleratore idraulico esterno anche se il cilindro è munito di ammortizzatori d'urto a cuscinetto d'aria.

In questi casi l'uso di deceleratori idraulici è raccomandato per evitare danni al cilindro che dovrebbe sopportare urti del carico a fine corsa superiori alla propria capacità di ammortizzo.

13.6 Cilindro a stelo passante

Lo stelo passante rende il cilindro più adatto alle sollecitazioni di un carico grazie alle bronzine di guida distanti tra di loro.

In molti casi questo tipo di cilindro viene usato fissando lo stelo ed il corpo è collegato direttamente al pezzo da movimentare.

Se il carico agisce lateralmente sullo stelo del pistone, e questo non può essere evitato, lo stelo passante ha il vantaggio di essere guidato da due bronzine distanti tra loro. Questo permette al pistone di agire sempre perpendicolarmente al proprio asse. Con un cilindro a singolo stelo il pistone esegue spostamenti laterali e la bronzina viene sollecitata pesantemente ai bordi opposti causandone una precoce usura. (fig. 13.2)

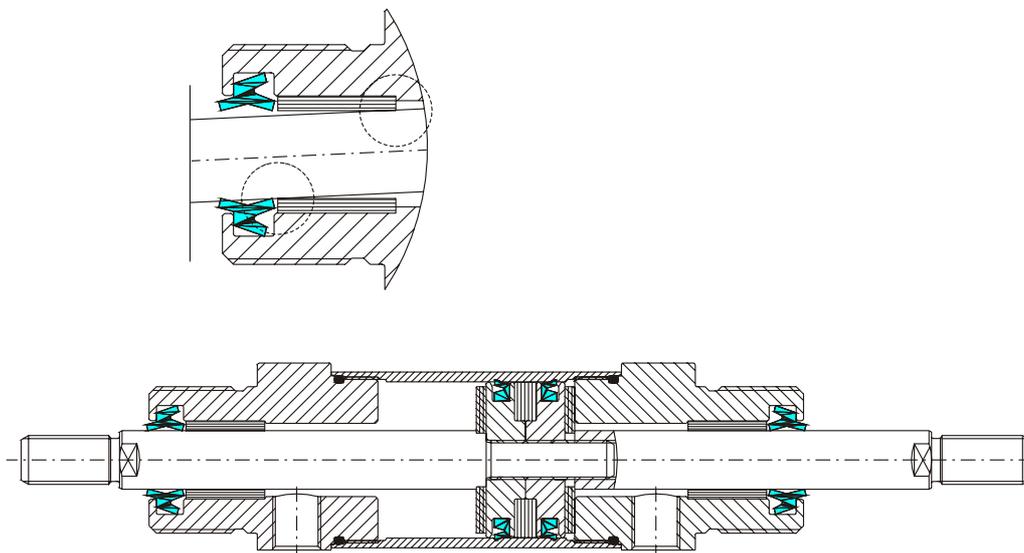


fig. 13.2

13.7 Cilindri tandem

Quando lo spazio disponibile in larghezza non è sufficiente ma c'è disponibilità di spazio in lunghezza, per avere disponibile una forza superiore richiesta, è possibile usare cilindri tandem.

Si tratta di collegare due cilindri aventi lo stelo comune in modo da disporre di una doppia sezione di spinta come illustrato nella figura 13.3.

Tale cilindro può essere usato utilizzando la forza doppia per tutta la sua corsa, oppure alimentandolo con due valvole separate, effettuare ad esempio una corsa di avvicinamento attuando una sola delle due valvole e poi applicare tutta la forza quando la zona di lavoro è stata raggiunta, attuando anche la seconda sezione di spinta.

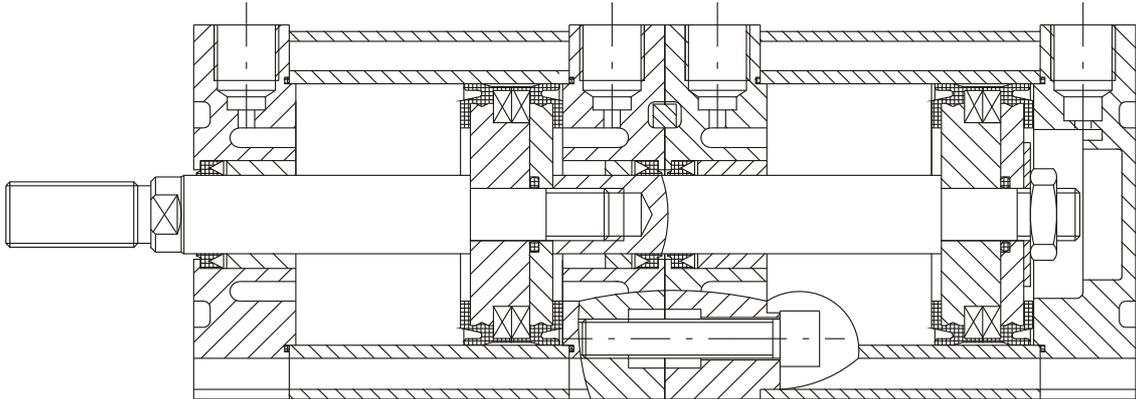


fig. 13.3

13.8 Cilindri a più posizioni

Con combinazioni di due o più cilindri si possono ottenere lunghezze determinate della corsa che permettono posizionamenti accurati.

Due cilindri di corsa uguale, assemblati con testata posteriore contro testata posteriore possono ottenere tre posizioni. (fig. 13.4.1)

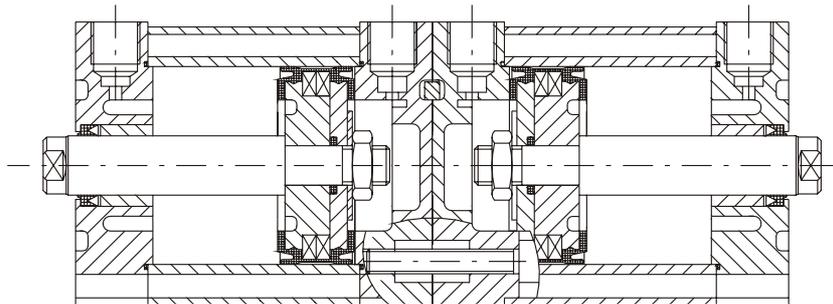


fig. 13.4.1

Una delle possibili applicazioni è quella dell'azionamento "AVANTI" o "ADDIETRO" nei motori diesel marini. In questo caso le posizioni sono tre essendo prevista la posizione intermedia di "STOP". (fig. 13.4.2)

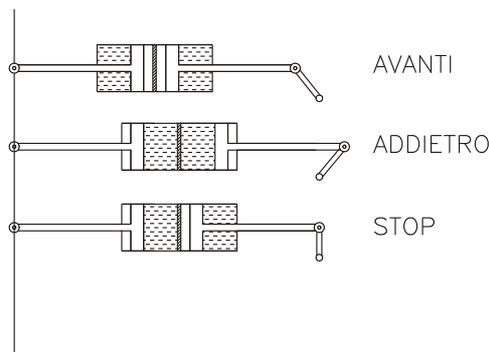


fig. 13.4.2

Per un simile impiego l'ancoraggio del cilindro dev'essere sospeso tra due forcelle.

É intuibile che tale applicazione è eseguibile solo con corse brevi a causa dei carichi di punta. Due cilindri con steli separati racchiusi in un unico apparecchio possono anch'essi sviluppare tre posizioni. La figura 13.4.3 ne mostra il funzionamento.

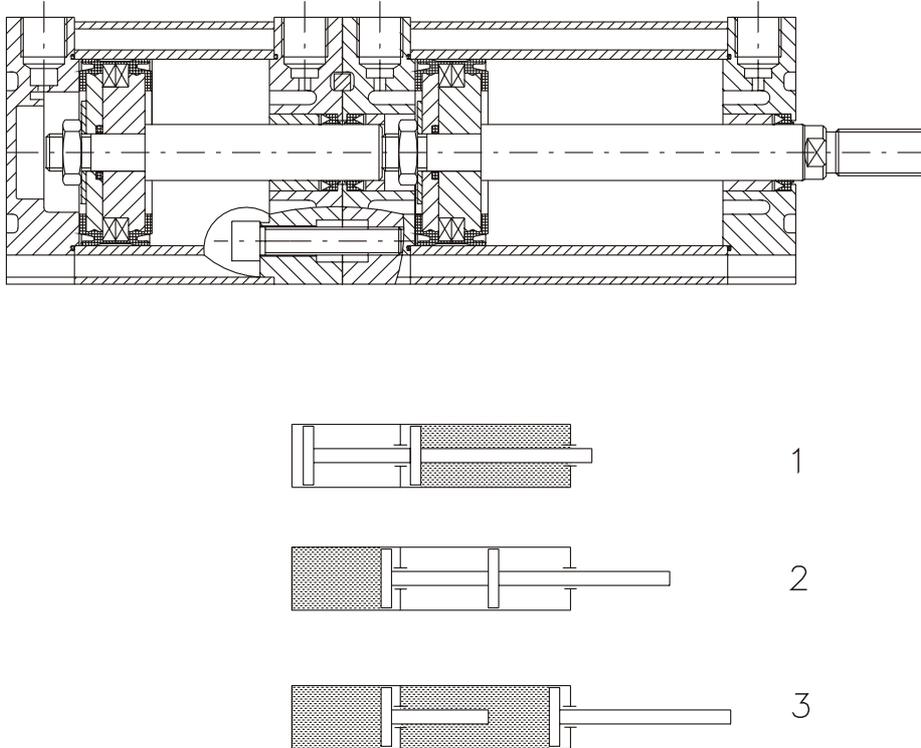


fig. 13.4.3

I due cilindri hanno corse diverse ed il fissaggio può essere effettuato sul corpo del cilindro. Quando si abbia un assieme del tipo della figura 13.4.1 ma con cilindri di corse diverse, possiamo ottenere quattro posizioni come mostrato in figura 13.4.4.

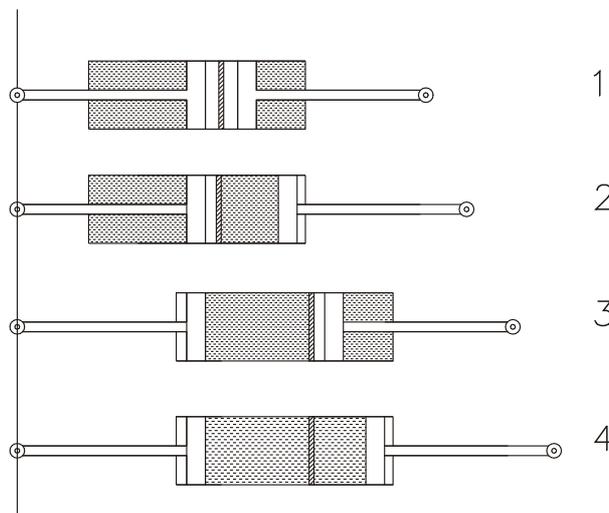


fig. 13.4.4

13.9 Cilindri ovali

Generalmente un cilindro ha testate quadre e tubi a sezione circolare. Con testate rettangolari e tubi e pistoni a sezione ovale si ottengono cilindri cosiddetti "piatti".

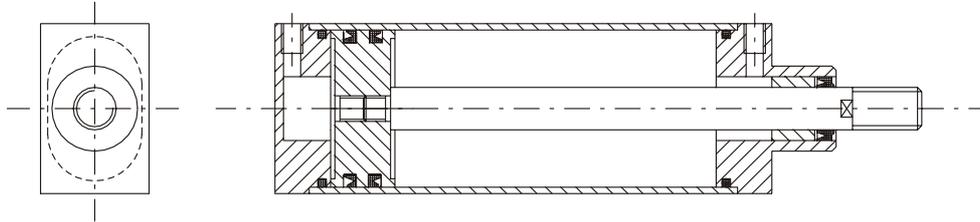


fig. 13.5

13.10 Cilindri ad aste gemellate

Quando si abbiano problemi di antirotazione una delle soluzioni è l'uso di un cilindro con due steli in parallelo che fungono da collegamento per la spinta del carico e da elemento di guida. Una piastra di collegamento unisce i due steli. Questi cilindri sono comunemente chiamati ad aste gemellate. (fig. 13.6)

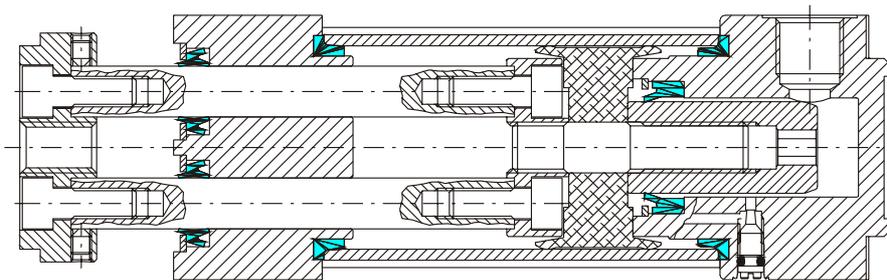
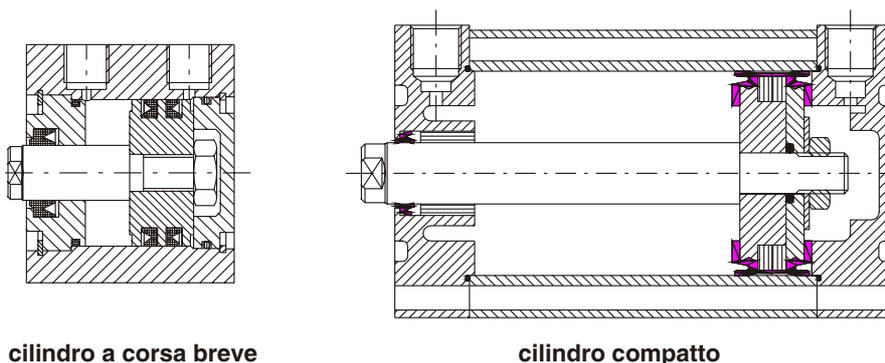


fig. 13.6

13.11 Cilindri a corsa breve e compatti

I cilindri compatti e a corsa breve vengono usati dove lo spazio è esiguo e le corse di lavoro sono di piccola entità. Le dimensioni contenute di questi cilindri non permettono di costruire guide sullo stelo sufficientemente lunghe quindi, non sono in grado di sostenere carichi radiali anche minimi senza fenomeni d'impuntamento e di rapida usura delle bronzine.

Per questo motivo, generalmente, vengono fissati in modo che il carico da rimuovere lavori in asse col cilindro esercitando solo forze in trazione o compressione. (fig. 13.7)



cilindro a corsa breve

cilindro compatto

fig. 13.7

13.12 Cilindri senza stelo

Il cilindro a fune può essere definito il precursore dei cilindri senza stelo sia con trasmissione magnetica che con trasmissione meccanica.

La forza del pistone viene trasmessa ad un carrello tramite un cavo che scorre su pulegge alle estremità del cilindro. L'evidente vantaggio consiste nella lunghezza fissa del componente che non varia durante l'azionamento. Le problematiche di tenuta sul cavo sono più difficoltose rispetto a quelle del modello con stelo rigido.

Analogamente troviamo difficoltà di tenuta per il cilindro senza stelo a trasmissione meccanica in cui la forza del pistone è trasmessa da un braccio meccanico ad un carrello con guide che scorre lungo il corpo.

Questa situazione impone una fessura aperta lungo il tubo che viene chiusa esternamente e internamente da una lamina a nastro guidata da un dispositivo sul carrello. (fig. 13.8)

La tenuta con questo tipo di cilindro non è mai perfetta.

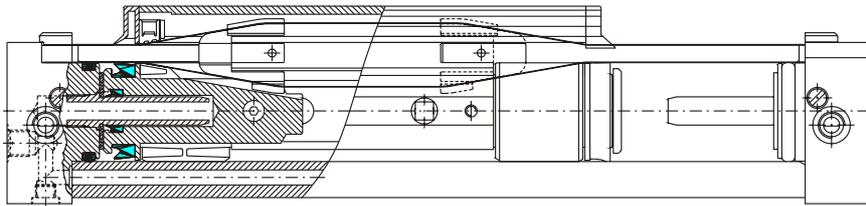


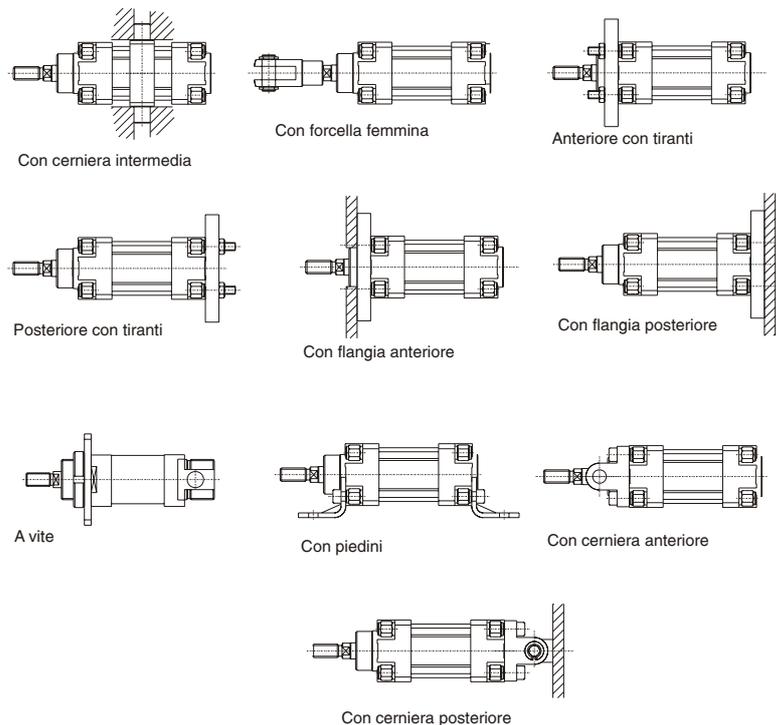
fig. 13.8

L'accoppiamento magnetico non presenta evidentemente questo tipo d'inconvenienti in quanto il moto del pistone è trasmesso al carrello esterno tramite la forza magnetica.

È tuttavia frequente lo sganciamento dei due elementi pistone / carrello quando carico e velocità superano i limiti di accoppiamento. Quest'inconveniente ne limita l'uso a casi con parametri riferiti a velocità e carichi ben definiti.

13.13 Componenti di fissaggio

Per assicurare un corretto montaggio del cilindro su di una macchina i costruttori offrono una serie di componenti per soddisfare tutte le richieste di applicazione compresi movimenti oscillanti con montaggi a cerniera.



Per correggere inevitabili disassamenti fra stelo del cilindro e carico è necessario il montaggio all'estremità del cilindro di uno snodo sferico.

Lo snodo è composto da una testa sferica con un albero posto tra due supporti a disco libera di spostarsi radialmente. (fig. 13.9)

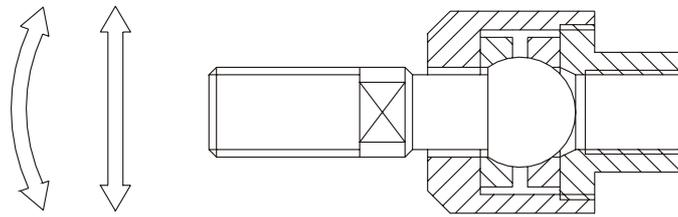


fig. 13.9

13.14 Segnale di fine corsa

Quando un cilindro pneumatico ha effettuato la propria corsa, nella maggior parte dei casi, c'è necessità di segnalare l'avvenuta operazione.

Allo scopo esistono alcuni metodi di segnalazione che definiremo "reali" oppure "virtuali".

Segnalazione reale

- Nel pistone del cilindro viene inserita una calamita che trasmette all'esterno un flusso magnetico captato da un sensore in grado di chiudere un contatto elettrico ed inviare il segnale di corsa avvenuta. Il materiale della camicia dev'essere amagnetico.

- Lo stelo del cilindro aziona un interruttore che può essere di tipo pneumatico o elettrico, il quale provvede ad inviare il segnale di corsa avvenuta.

Segnalazione virtuale

Si assume come condizione lo stato che il cilindro avrebbe qualora avesse effettuato la propria corsa. In generale quando la camera del cilindro con aria compressa in scarico raggiunge la pressione manometrica prossima allo zero o zero, il pistone ha compiuto la propria corsa.

Questo segnale viene captato da una valvola che provvede ad inviare un segnale in pressione per operazione avvenuta.

Nel caso di segnalazione virtuale, nella camera di scarico del cilindro la pressione può essere zero o prossima allo zero anche se la corsa non è completa. Il pistone potrebbe essere infatti bloccato da fattori esterni prima che possa raggiungere la fine della propria corsa.

In questo caso verrebbe liberato un segnale errato.

Cilindri con magnete permanente.

Nei cilindri con magnete permanente, il magnete è costituito da un anello che, montato sul pistone, comanda appositi contatti chiamati: **interuttori di posizione magnetici**.

Il campo magnetico, che segue il movimento del pistone, viene utilizzato per attuare i controlli delle posizioni terminali od intermedie del pistone stesso e come conseguente consenso all'inversione del suo movimento o al preseguimento di successive fasi di lavoro.

Il suddetto cilindro dev'essere costruito con materiale amagnetico affinché il campo magnetico non abbia interferenze; normalmente viene impiegato:

- per il tubo: ottone, alluminio, acciaio inossidabile
- per il pistone: alluminio
- per lo stelo: acciaio inossidabile
- per le testate: alluminio.



Sensori magnetici (fine corsa) per cilindri con pistone magnetico.

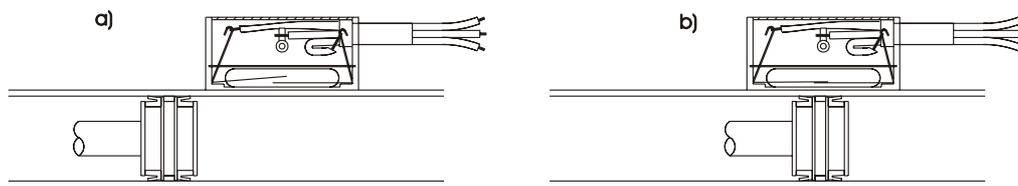
I sensori ad azionamento magnetico, vengono utilizzati per rilevare la posizione dello stantuffo senza disporre elementi di fine corsa nella zona di movimento dell'asta e per ricavare un segnale utilizzabile direttamente in circuiti elettrici.

L'uso di fine corsa magnetici richiede l'utilizzo di cilindri appositi con dei magneti permanenti, applicati al pistone, che producono un campo mobile con il pistone stesso.

Questo campo elettromagnetico viene trasmesso all'esterno della canna del cilindro che sarà di materiale diamagnetico.

All'esterno della canna vengono poi piazzati dei contatti elettrici del tipo Reed, con lamine in ampollina isolata, in modo che quando il magnete è lontano il contatto è aperto, e quando il pistone è in corrispondenza dell'interruttore Reed, questo si chiude.

Esistono anche contatti Reed che eseguono la funzione complementare, che sono cioè normalmente chiusi, ed aprono il circuito elettrico quando sono eccitati dal campo dello stantuffo

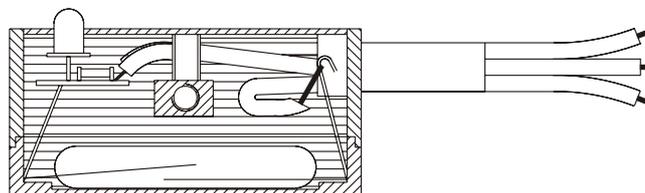


Fine corsa magnetici (sensori)

a) contatto non eccitato

b) contatto eccitato.

Per facilitare l'esame dello stato dei segnali di un circuito i fine corsa magnetici possono essere forniti di led che indicano la presenza del segnale elettrico di uscita.



Il vantaggio fondamentale dei fine corsa magnetici è di poter essere piazzati sulla canna del cilindro con apposite guide o direttamente sui tiranti, senza ingombrare l'area di lavoro dell'asta. Possono essere inseriti tanti contatti Reed quanti sono necessari ed in posizioni intermedie.

In operazioni ad alta frequenza vengono usati interruttori di tipo statico. Il principio di funzionamento si basa su una resistore sensibile che possiede resistenza altissima in condizioni di riposo, quasi paragonabili ad un contatto aperto. Quando viene sottoposto all'effetto del campo magnetico la sua resistenza diviene relativamente bassa, comparabile ad un contatto chiuso. L'interruttore fa parte integrante di un circuito elettronico che sarà vincolato a valori specifici di tensione e di corrente.

Circuiti ausiliari provvedono poi a proteggere i contatti per l'interruttore a lamelle, ad inviare tensione idonea all'indicatore led, a proteggere il circuito contro sbalzi di tensione ed errate polarità.

Per l'utilizzo è bene consultare i cataloghi dei costruttori.

13.15 Normative

In sede internazionale, l'ente di unificazione ISO, ha provveduto ad emettere tabelle che indicano le dimensioni di alcuni tipi di cilindri lineari più frequentemente usati.

La tabella ISO 6432 provvede a standardizzare le dimensioni dei microcilindri dal diametro 8 al diametro 25 ed i suoi accessori di fissaggio. La tabella ISO 6431 - VDMA 24562 standardizza le dimensioni dei cilindri dal diametro 32 al diametro 250 ed i suoi accessori di fissaggio.

Queste tabelle possono essere reperite presso gli enti di unificazione nazionale.

13.16 Carico di punta

Per illustrare il concetto del carico di punta si prenda un bastoncino e si eserciti all'estremità una forza di compressione. Al crescere della forza, prima si fletterà e poi finirà per rompersi.

Se dovessimo ripetere tale operazione con una delle due parti rotte troveremo una netta difficoltà a ripetere l'operazione. Questo è dovuto ad un migliore rapporto tra lunghezza e spessore del bastoncino. (fig. 13.10.1)

Vi è quindi una lunghezza critica su uno stelo caricato di punta. questa lunghezza è la massima ammissibile prima che lo stelo si fletta.

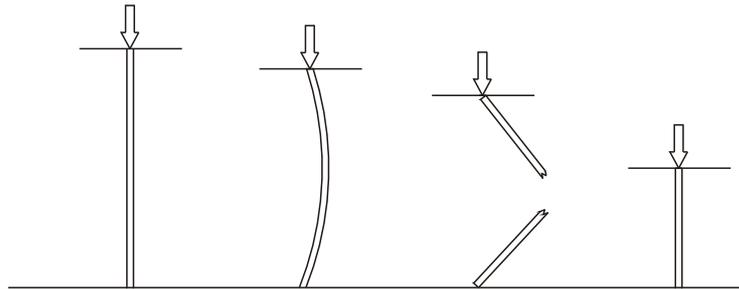


fig. 13.10.1

Questa lunghezza critica dipende dal modo in cui essa viene vincolata.

La figura 13.10.2 mostra i diversi casi di vincolo.

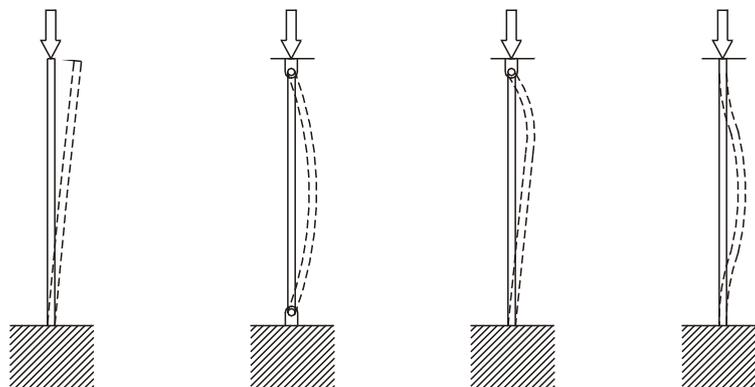


fig. 13.10.2

La lunghezza critica dei cilindri pneumatici varia quindi a seconda del metodo di montaggio.

Qui sotto sono riportati i quattro casi di ancoraggio.

Vincoli:

- 1) rigido 1 estremità e libera la seconda
- 2) cerniera alle due estremità
- 3) cerniera una estremità, ad incastro la seconda
- 4) due estremità ad incastro

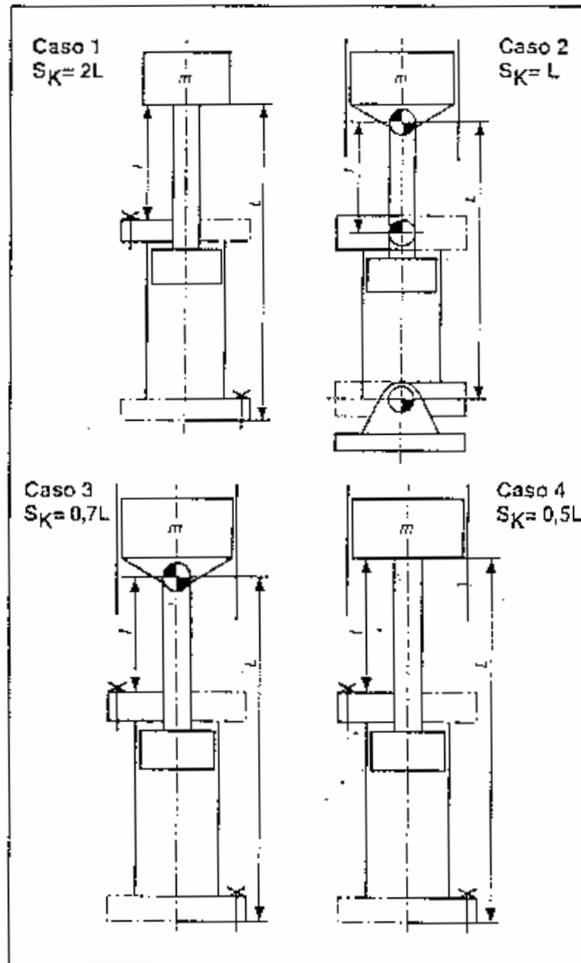
Una verifica a tale riguardo può essere eseguita in base alle indicazioni del costruttore o mediante calcolo. In ogni caso la flessione dovuta al carico di punta deve mantenersi nel campo elastico.

I fattori che influenzano il carico di punta sono:

- condizioni di sollecitazione - entità del carico sullo stelo
- diametro dello stelo - lunghezza dello stelo (fig. 13.10.3)

Le condizioni di sollecitazione (secondo Eulero) sono:

- Caso 1** cilindro vincolato in modo fisso, carico libero
- Caso 2** cilindro vincolato su perni, carico snodato
- Caso 3** cilindro vincolato in modo fisso, carico snodato
- Caso 4** cilindro vincolato in modo fisso, carico incastro



Verifica al carico di punta

$$F_k = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{S_k^2 \cdot C}$$

$$J_k = \frac{d^4 \cdot \pi}{64}$$

- F_k : carico massimo ammissibile
- S_k : lunghezza libera (vedere sopra)
- E : modulo di elasticità ($2,1 \cdot 10^7$ N/cm² per l'acciaio)
- J : momento d'inerzia (per sezione circolare)
- d : diametro dello stelo
- C : fattore di sicurezza (da 2,5 a 5)
- l : corsa
- L : lunghezza reale esposta al carico di punta

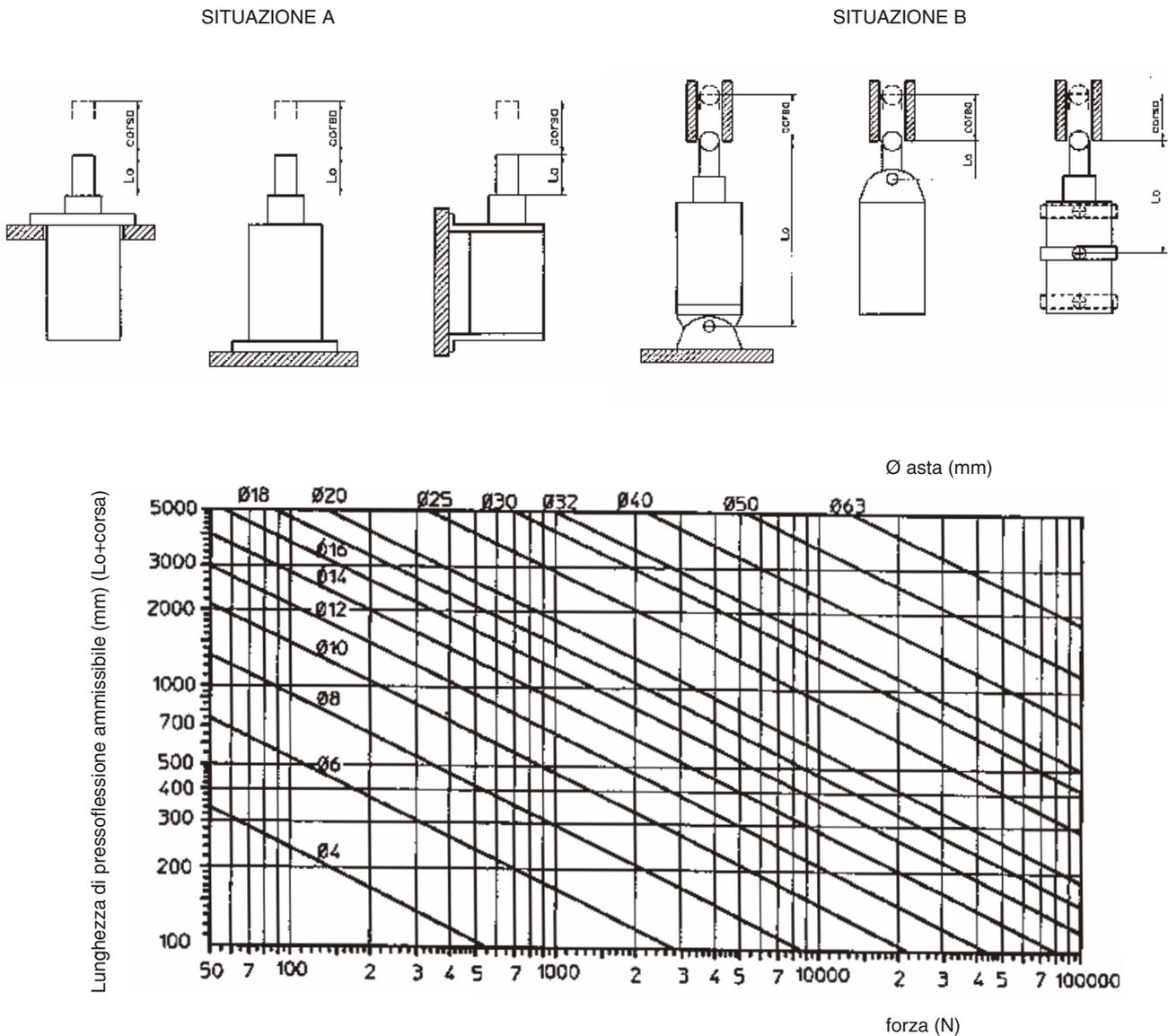


fig. 13.10.3 Lunghezza di pressoflessione ammissibile

Esempio:

Cilindro Ø80, asta Ø20, corsa 600

Fissaggio con cerniera intermedia

Quota Lo = 290 mm, carico 2000 N

L di presso flessione = Lo (290) + corsa (600) = 890

Dal diagramma 13.10.3 nell'inserzione tra forza 2000N e linea Ø asta 20 mm si ricava una lunghezza di pressoflessione ammissibile di 1300 mm.

La Lunghezza necessaria (890 mm) è minore di quella ammissibile, il cilindro è adatto per l'impiego previsto. Il diagramma trova applicazione sia per la situazione A che per la situazione B. Il fattore di sicurezza assunto è 5 che corrisponde allo stato attuale della tecnica.

13.17 Dimensionamenti

Forza del cilindro

La forza che sviluppa un cilindro è in funzione dell'area del pistone e della pressione applicata.

$$FORZA (N) = \frac{\pi}{4} D^2 \times P$$

Per un cilindro a doppio effetto questo è valido per la corsa di uscita dello stelo.

La forza sviluppata nella corsa di ritorno è più contenuta a causa del diametro dello stelo.

$$\text{FORZA (N)} = \left(\frac{\pi}{4} D^2 - \frac{\pi}{4} d^2 \right) \times P$$

D = diametro del cilindro
 d = diametro dello stelo
 P = pressione manometrica

Per un cilindro a semplice effetto la forza sviluppata nella corsa di uscita dello stelo è:

$$\text{FORZA (N)} = \frac{\pi}{4} D^2 \times P - FM$$

FM = forza della molla alla massima compressione.

Massa - peso - accelerazione

I cilindri sono impiegati per accelerare e decelerare carichi aventi una propria massa e le relazioni tra massa-peso ed accelerazioni si ripetono:

Rivediamo brevemente i concetti.

La massa di un corpo è indicata in chilogrammi. Se un corpo viene posto su di bilancia ed essa indica 1 Kg, si riferisce ad una forza peso o Kg peso che è il prodotto della massa del corpo pesato in Kg per l'accelerazione di gravità in m/sec².

La relazione è la seguente:

$$1Kp = 1Kg \times 9.81 \text{ m/sec}^2 = 9.81 \text{ Kg m/sec}^2 = 9.81 \text{ N}$$

Se il corpo potesse cadere liberamente nel vuoto la terra ne accelererebbe la massa di 9.81 m/s ogni secondo.

Sollevando il corpo di 1 m al di sopra di una superficie compiamo un lavoro che è esattamente l'energia impiegata per avere sollevato tale corpo ad 1 m. di altezza. Il corpo ha così acquisito un'energia potenziale pari a 9.81 Joule rispetto alla superficie.

Durante la caduta dal livello di 1 m il corpo trasforma l'energia potenziale in energia cinetica pari alla metà della massa del corpo per il quadrato della velocità.

$$E_c = \frac{1}{2} m v^2$$

Spinta richiesta

Per determinare la forza effettiva richiesta dobbiamo conoscere la massa del carico da spostare e quali le condizioni di movimento di questo carico.

Possiamo riassumere le condizioni in tre situazioni tipiche:

- 1) movimento verticale (90°)
- 2) movimento orizzontale (0°)
- 3) movimento su piano inclinato

1) Nel caso di movimento verticale fig. 13.11.1 la massa è un carico uguale al suo peso (movimento a 90°). Per sollevare il carico è necessario compiere un lavoro pari alla massa per l'altezza di sollevamento. Il lavoro è uguale alla forza moltiplicata la distanza in questo caso pari all'altezza.

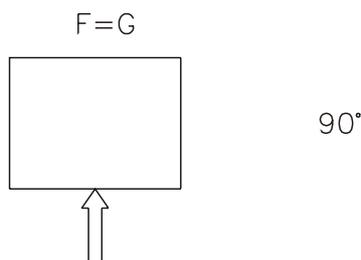


fig. 13.11.1

2) Nel caso di movimento orizzontale il carico è supportato dalla struttura della macchina ed il cilindro deve solo accelerarlo superando le resistenze costituite dall'attrito.
 L'attrito dipende dai materiali a contatto. Se il moto è già iniziato viene definita attrito dinamico.
 Se il moto deve ancora iniziare "attrito statico".
 Nel primo caso abbiamo un coefficiente di attrito dinamico, nel secondo un coefficiente di attrito statico.
 La forza richiesta per equilibrare il carico in questo caso è

$$F_e = \mu \times G$$

G = massa

μ = coefficiente di attrito

considerando il lavoro di sollevamento svolto nullo essendo l'altezza = 0
 Il residuo della forza sviluppata dal cilindro è impiegata per accelerare il carico.

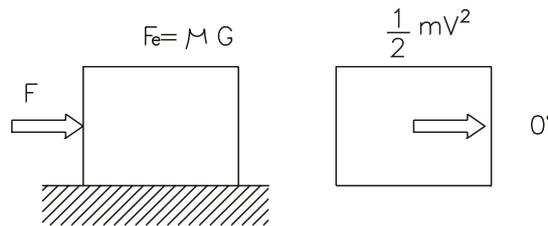


fig. 13.11.2

3) Nel caso di un piano inclinato la distanza lungo la quale il lavoro che deve essere effettuato è uguale a $h / \sin \alpha$

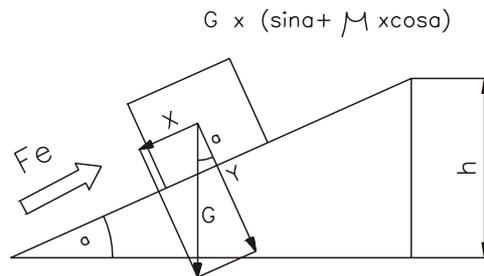


fig. 13.11.3

Consideriamo che nel caso di un piano inclinato di 30° ($\sin \alpha = 0,5$). La distanza da percorrere è esattamente il doppio rispetto alla verticale h ($h \times 0,5$). Essendo doppio il lavoro da svolgere F_e è dimezzata. Come mostrato in figura 13.14.2 la scomposizione della forza mostra come la componente y sia sostenuta dal piano inclinato mentre la componente x sia quella che sommata alle forze di attrito dev'essere vinta dal cilindro. La forza necessaria per equilibrare il carico sarà

$$F_e = G (\sin \alpha + \mu \cos \alpha)$$

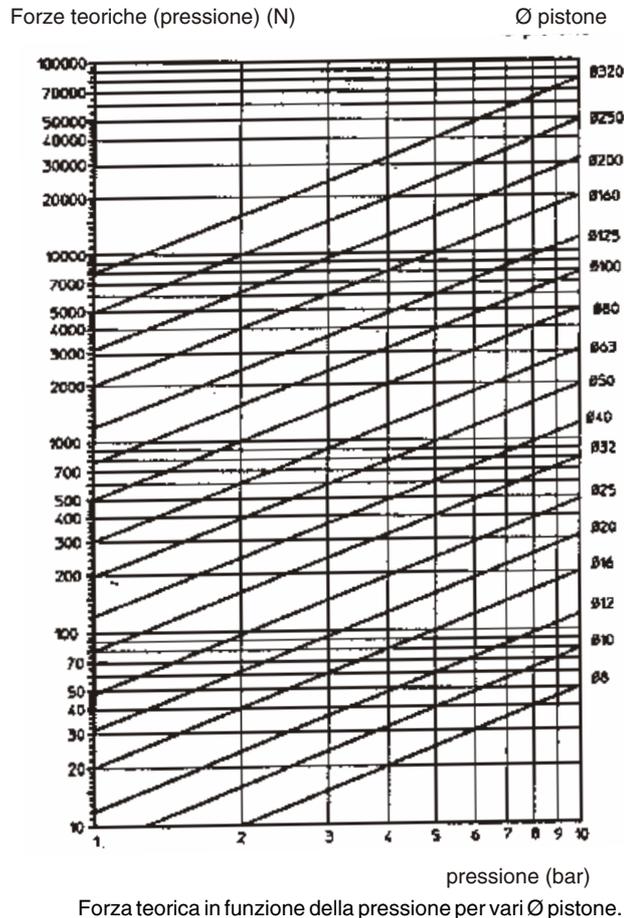
Il residuo della forza sviluppata dal cilindro è tutta disponibile per accelerare il carico.

Rapporto di carico

Il rapporto di carico esprime in percentuale il rapporto tra forza effettiva necessaria e la massima forza teorica disponibile ad una determinata pressione

$$\frac{\text{FORZARICHIESTA}}{\text{FORZADISP. EFFETT.}} \times 100$$

Il rapporto di carico determina quindi l'energia disponibile per accelerare il carico. La forza disponibile verrebbe tutta utilizzata per accelerare il carico se non ci fossero limiti dovuti all'alimentazione dell'aria e se non esistesse contropressione sulla faccia opposta del pistone. Limitare il flusso allo scarico significa creare un carico pneumatico. Ogni incremento di velocità comporta un aumento della forza agente sul lato opposto del pistone. Questo stabilizza e limita la velocità del pistone. Con rapporti di carico elevati il "carico pneumatico" è molto alto quindi anche piccole variazioni del carico meccanico renderebbero difficili regolazioni stabili di velocità. Con un fattore di carico tra il 50 e 60% rendono sufficientemente stabili le velocità desiderate anche con cambiamenti del carico meccanico.



Consumo

Il consumo d'aria di un cilindro è definito come:

$$\text{Area pistone} \times \text{corsa} \times \text{n}^\circ \text{ corse singole al minuto} \times \text{press. assol. in bar}$$

tenendo conto che per la corsa di rientro bisogna detrarre dall'area del pistone quella dello stelo.

Quando il pistone è appoggiato alla testata posteriore il suo volume è zero.

Quando tiriamo lo stelo il cilindro verrà riempito da aria alla pressione atmosferica.

Una volta liberata la pressione manometrica di alimentazione questa occuperà il volume disponibile già occupato dalla pressione atmosferica.

Per questo motivo nel calcolo dei consumi viene usata la pressione assoluta.

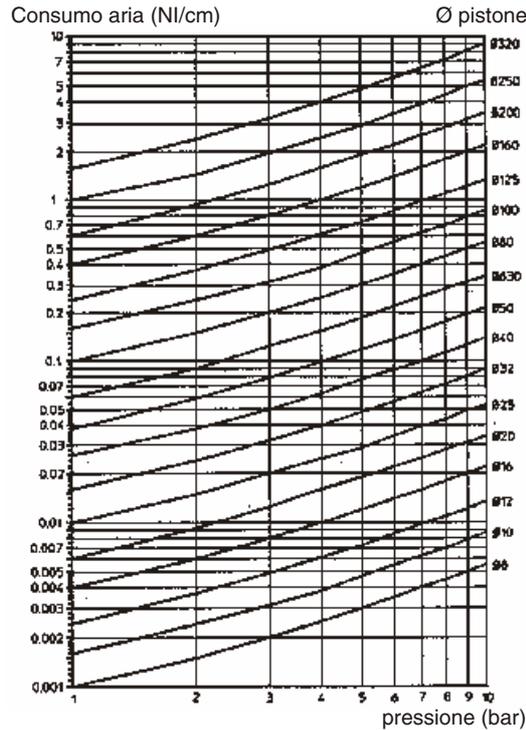
Per dimensionare correttamente la valvola che comanda il cilindro bisogna conoscere il consumo massimo.

Questo consumo dipende dalla velocità più elevata che il cilindro potrà raggiungere.

La somma dei consumi massimi di tutti i cilindri che si muovono contemporaneamente definisce il dimensionamento del gruppo di alimentazione.

Per compensare i fenomeni dovuti alle trasformazioni con perdite di calore, il valore teorico del volume sarà moltiplicato per il coefficiente 1.4 che è l'aumento medio dovuto alla trasformazione "adiabatica".

Le trasformazioni adiabatiche avvengono quando queste trasformazioni sono veloci come ad esempio nei circuiti pneumatici all'atto dell'apertura di una valvola.



Consumo aria (NI/cm) in funzione della pressione per vari Ø pistone

Ammortizzo: capacità di assorbimento

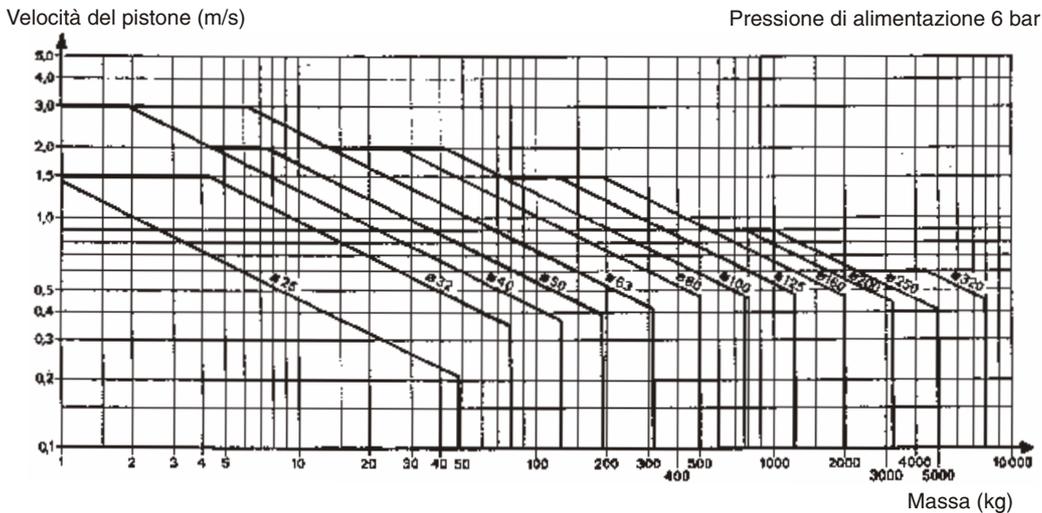
L'ammortizzamento è stato creato per assorbire un'energia cinetica alla fine della corsa di un cilindro per evitare urti significativi del pistone contro la testata visto che essa viene anche adoperata come arresto meccanico. Se si usano le specifiche di catalogo dei costruttori è sufficiente conoscere la massa accelerata e la velocità finale. La stessa quantità di lavoro, impiegata per accelerare una massa, deve anche essere impiegata per decelerarla fino a zero ed è uguale all'energia cinetica della massa prima che inizi ad essere rallentata.

$$Ec = \frac{1}{2} m V^2$$

Bisogna inoltre tenere conto, sia della massa del carico, che di quella del pistone e dello stelo componenti il cilindro.

$$Ec = \frac{1}{2} (m + mp + ms) V^2$$

Le specifiche di catalogo indicano l'energia cinetica max sopportabile per i vari diametri. Se Ec calcolata non supera tale valore il cilindro può essere impiegato nelle condizioni previste. Le case costruttrici mettono anche a disposizione diagrammi delle velocità limite per l'ammortizzo pneumatico dei cilindri nei vari alesaggi con masse del carico diverse.



Il diagramma si riferisce al movimento in uscita, con pressione all'alimentazione di 6 bar.

Le curve forniscono i valori massimi in funzione della massa e del diametro.

La massa e la velocità del pistone si devono trovare al di sotto della linea corrispondente la dimensione del cilindro prescelta.

13.18 Attuatori rotanti

Gli attuatori rotanti sono cilindri che consentono di ottenere rotazioni di un albero inferiori a 360° .

La figura 13.12 mostra schematicamente un cilindro rotante a pignone e cremagliera. L'albero che fuoriesce è collegato ad un pignone che ingrana su di una cremagliera mossa alternativamente da due pistoni. Questi cilindri sono robusti e d'ingombri ridotti.

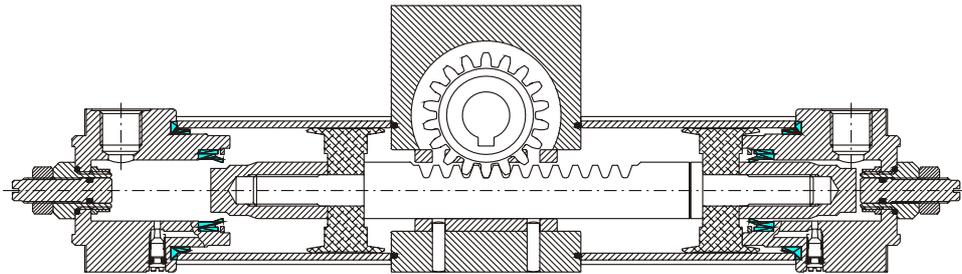


fig. 13.12

Altri tipi rotativi sono costituiti da attuatori a paletta o "palmola" costituiti sostanzialmente da un rotore inserito in una sede cilindrica. Rotore e sede sono dotati di guarnizioni di tenuta per separare le camere. Fermi regolabili o fissi determinano l'angolo di rotazione dell'unità. (vedi fig. 13.13.1)

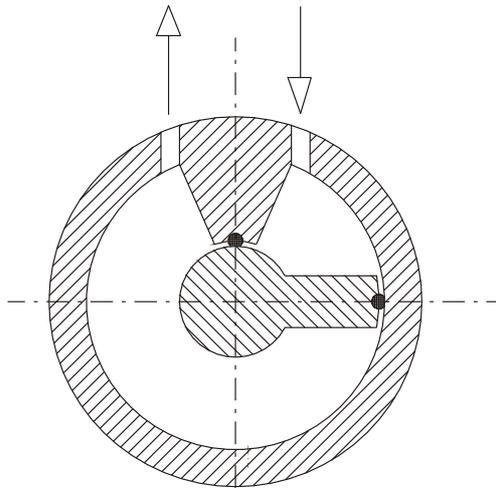


fig. 13.13.1

Coppia inerzia

L'arresto improvviso di una massa rotante senza ammortizzo può causare rotture al pignone od ai fermi di fine corsa. L'energia che l'attuatore può sopportare è dichiarata nei cataloghi dei costruttori. Conoscendo l'inerzia della massa rotante si può definire quest'energia.

Un cilindro a parete molto sottile consiste in realtà in un numero quasi infinito di punti di materiale tutti alla stessa distanza dall'asse per cui possiamo dire che:

$$J = m r^2 \text{ (Kg x m}^2\text{)}$$

m = massa

r = raggio

Più realisticamente un cilindro cavo avente una parete consistente definisce il momento di inerzia

$$J = m \frac{r_1^2 \times r_2^2}{2} \text{ (Kg x m}^2\text{)}$$

Con corpi di forma complessa il momento d'inerzia dev'essere calcolato come somma dei momenti delle forme semplici nelle quali il corpo può essere scomposto. I momenti riferiti alle forme elementari si possono trovare sui manuali di meccanica.

Dove possibile le masse rotanti debbono essere fermate contro un riscontro meccanico, generalmente costituito da un deceleratore ad olio. (fig. 13.13.2)

I fermi devono essere posizionati il più lontano possibile dall'asse di rotazione, infatti, fermi vicino al centro provocano delle reazioni sull'albero.

L'energia è definita dalla velocità:

In moti rotatori è definita "velocità angolare" ed è espressa in radianti al secondo.

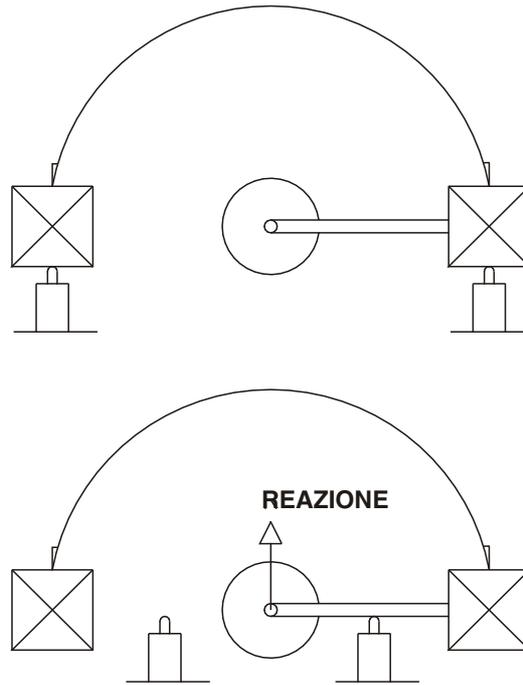


fig. 13.13.2

13.19 Pinze o mani di presa

Sono attuatori progettati per manipolazione di componenti in applicazioni robotiche. Generalmente un pistone è utilizzato per aprire e chiudere le dita della pinza pneumatica

13.20 Slitte pneumatiche

Le slitte pneumatiche (ved. fig. 13.14) sono costituite da un piano che può scorrere su due steli collegati alle estremità con due staffe.

Le slitte pneumatiche trovano impiego in diverse funzioni di automazione industriale ed in particolare nella costruzione di manipolatori.

Si possono utilizzare nei seguenti modi (ved. fig. 13.14).

- blocco delle staffe; in questo caso si muove la slitta.
- blocco del piano; in questo caso si muovono le staffe.

In questi sistemi gli steli, forati assialmente, fungono da pistoni.

Bloccando le staffe, chiudendo le bocche del piano e introducendo l'aria alternativamente nei due steli, si provoca lo scorrimento del piano.

Bloccando il piano, chiudendo le bocche dei due steli e introducendo l'aria compressa alternativamente attraverso le bocche del piano si provoca il movimento delle staffe.

Possono essere collocati opportunamente dei magneti permanenti che rendono possibile il controllo delle corse mediante piccoli sensori magnetici.

Per la scelta di una slitta pneumatica è bene riferirsi ai cataloghi tecnici dei costruttori.

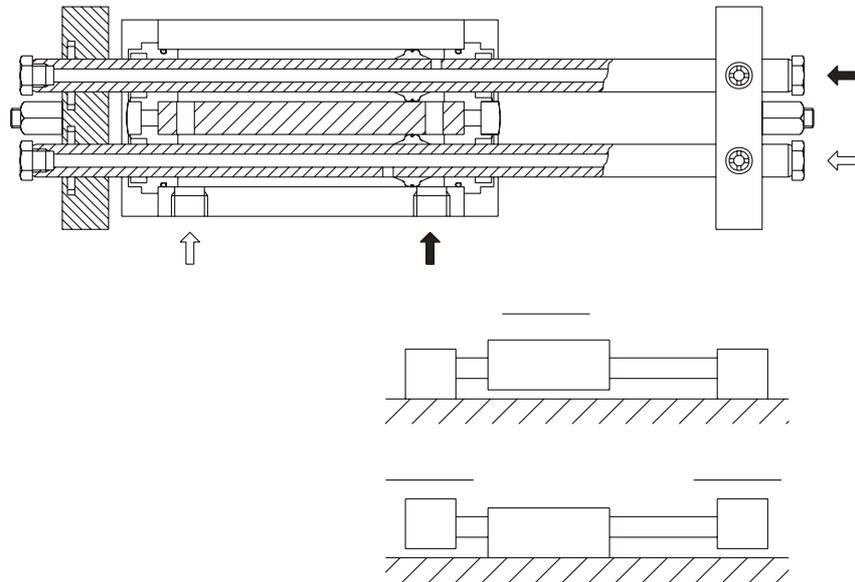


fig. 13.14